

(19)日本国特許庁 (JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平10-264803

(43)公開日 平成10年(1998)10月6日

(51)Int.Cl.
B 60 T 8/58
8/66
8/70

識別記号

F I
B 60 T 8/58
8/66
8/70

Z
Z

審査請求 未請求 請求項の数 5 OL (全 21 頁)

(21)出願番号 特願平10-10725

(22)出願日 平成10年(1998)1月22日

(31)優先権主張番号 特願平9-10680

(32)優先日 平9(1997)1月23日

(33)優先権主張国 日本 (JP)

(71)出願人 000003609

株式会社豊田中央研究所
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1

(72)発明者 普井 賢

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 浅野 勝宏

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(74)代理人 弁理士 中島 淳 (外1名)

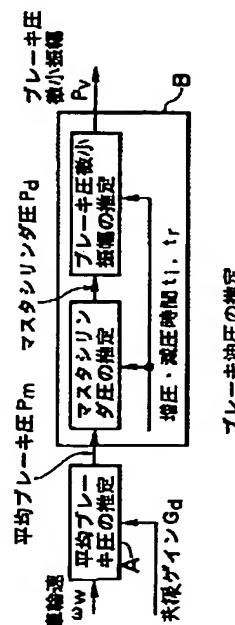
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 ブレーキ圧推定装置、アンチロックブレーキ制御装置、及びブレーキ圧制御装置

(57)【要約】

【課題】 圧力センサを用いずにマスターシリンダ圧等を高精度に推定する。

【解決手段】 車体と車輪と路面とから構成される振動系の共振周波数でブレーキ圧を微小励振させたときの、この共振周波数での車輪速度 ω_w の微小振幅 ω_w とブレーキ圧微小振幅 P_v との比である共振ゲイン G_d を演算する。そして、車輪速度 ω_w と共振ゲイン G_d とから平均ブレーキ圧 P_m を推定する。次に、推定された平均ブレーキ圧 P_m と、バルブの増圧時間 t_i 、減圧時間 t_r とに基づいてマスターシリンダ圧 P_d を推定する。素子点推定されたマスターシリンダ圧 P_d と、バルブの増圧時間 t_i 、減圧時間 t_r とにに基づいてブレーキ圧微小振幅 P_v を推定する。なお、推定されたブレーキ圧微小振幅 P_v は、共振ゲイン G_d の演算に用いられる。振動系の共振特性を用いるため、圧力センサを用いずにマスターシリンダ圧を高精度に推定できる。



1

【特許請求の範囲】

【請求項1】 車輪速度が入力される第1の入力手段と、車輪のすべり易さを表す物理量が入力される第2の入力手段と、入力された車輪速度と物理量とから平均ブレーキ圧を推定するブレーキ圧推定手段と、を含むブレーキ圧推定装置。

【請求項2】 前記物理量は、スリップ速度に対する制動力の勾配、スリップ速度に対する制動トルクの勾配、スリップ速度に対する路面と車輪との間の摩擦係数の勾配の何れかである請求項1記載のブレーキ圧推定装置。

【請求項3】 車輪速度が入力される第1の入力手段と、

車体と車輪と路面とから構成される振動系の共振周波数でブレーキ圧を励振させたときの、該共振周波数におけるブレーキ圧の微小振幅に対する車輪速度の微小振幅の比である共振ゲインが入力される第2の入力手段と、一定のマスタシリンダ圧に対する平均ブレーキ圧の増圧減圧時間又は増圧減圧時間に関連した物理量が入力される第3の入力手段と、

スリップ速度に対する制動トルクの勾配が前記共振ゲインに比例するモデルに基づいて、入力された車輪速度と共振ゲインとから平均ブレーキ圧を推定するブレーキ圧推定手段と、

前記ブレーキ圧推定手段により推定された平均ブレーキ圧と、入力された平均ブレーキ圧の増圧減圧時間又は増圧減圧時間に関連した物理量と、に基づいて、マスタシリンダ圧を推定するマスタ圧推定手段と、

前記マスタ圧推定手段により推定されたマスタシリンダ圧と、入力された平均ブレーキ圧の増圧減圧時間又は増圧減圧時間に関連した物理量と、に基づいて、ブレーキ圧の微小振幅を推定する微小振幅推定手段と、を含むブレーキ圧推定装置。

【請求項4】 車輪速度を検出する車輪速検出手段と、車体と車輪と路面とから構成される振動系の共振周波数でブレーキ圧を励振させたときの、該共振周波数におけるブレーキ圧の微小振幅に対する車輪速度の微小振幅の比である共振ゲインを演算する共振ゲイン演算手段と、

スリップ速度に対する制動トルクの勾配が前記共振ゲインに比例するモデルに基づいて、前記車輪速検出手段により検出された車輪速度と共振ゲイン演算手段により演算された共振ゲインとから平均ブレーキ圧を推定するブレーキ圧推定手段と、

前記ブレーキ圧推定手段により推定された平均ブレーキ圧と、入力された平均ブレーキ圧の増圧減圧時間又は増圧減圧時間に関連した物理量と、に基づいて、マスタシリンダ圧を推定するマスタ圧推定手段と、

前記マスタ圧推定手段により推定されたマスタシリンダ

10

2

圧と、入力された平均ブレーキ圧の増圧減圧時間又は増圧減圧時間に関連した物理量と、に基づいて、ブレーキ圧の微小振幅を推定し、推定されたブレーキ圧の微小振幅を前記演算手段へ出力する微小振幅推定手段と、前記共振ゲイン演算手段が演算した共振ゲインが基準ゲインに一致又は略一致するように、平均ブレーキ圧の増圧減圧時間を制御する制御手段と、前記制御手段により制御される平均ブレーキ圧の増圧減圧時間又は該増圧減圧時間に関連した物理量を前記マスタ圧推定手段へ変換出力する参照手段と、を含むアンチロックブレーキ制御装置。

20

【請求項5】 ホイールシリンダのブレーキ圧を増圧する増圧バルブと該ブレーキ圧を減圧する減圧バルブとを備えた制御用バルブと、前記増圧バルブによるブレーキ圧の増圧の状態とブレーキ圧の保持の状態とからなる第1の状態と、前記減圧バルブによるブレーキ圧の減圧の状態とブレーキ圧の保持の状態とからなる第2の状態とが一定周期で交互に切り替えられるように前記制御用バルブを制御すると共に、前記制御用バルブの増圧の状態の時間及び減圧の状態の時間を制御する制御手段と、を含むブレーキ圧制御装置。

20

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】 本発明は、ブレーキ圧推定装置、アンチロックブレーキ制御装置、及びブレーキ圧制御装置に係り、より詳しくは、車輪速等に基づいて平均ブレーキ圧やブレーキ圧を推定するブレーキ圧推定装置、このブレーキ圧推定装置を用いたアンチロックブレーキ制御装置、及びブレーキ油圧を制御するブレーキ圧制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

(従来のブレーキ圧推定装置及び該装置を利用したアンチロックブレーキ制御装置)アンチロックブレーキ制御装置(以下、「ABS装置」という)のように、ブレーキ圧(ホイールシリンダ圧)を制御することにより、車両の制動力を制御している装置では、ブレーキ圧の検出は重要な課題であり、ブレーキ圧の値がわかれればより高度な制御への展開が期待できる。このブレーキ圧を検出する方法として半導体などを用いた圧力センサを各輪のホイールシリンダへ取り付ける方法がある。しかし、圧力センサは比較的高価であり、この圧力センサを各輪のホイールシリンダ毎に取り付けることはコスト的に困難である。

40

【0003】 そこで、従来より、マスタシリンダ圧に取り付けた圧力センサの測定結果を基に、各輪のホイールシリンダ圧を推定する技術が提案されている。特開平7-186918号公報には、測定された供給圧力(マスタシリンダ圧)及びバルブ動作時間から各輪のホイール

50

3

シリンダ圧を求める手法を用いたブレーキ圧力制御装置が開示されている。この手法によれば、マスタシリンダの圧力のみを1つの圧力センサにより検出するだけで済むため、コスト的に有利となる。

【0004】しかし、一般に広く普及しているABS装置では、マスタシリンダにさえ圧力センサを取り付けたものが少なく、上記推定技術のようにマスタシリンダにのみ圧力センサを取り付ける手法でもコストアップにつながることになる。また、圧力センサのセンサフェール時の信頼性を確保するため、フェール対策を施す必要があり、この点でもコストアップが避けられない。

【0005】そこで、圧力センサを用いずにマスタシリンダ圧を推定する手法が、特開平6-286590号公報に提案されている。

【0006】同公報記載の技術によれば、以下の①～③のマスタシリンダ圧推定方法が開示されている。

【0007】① 最初のブレーキ液圧の減圧時にマスタシリンダ圧が一定量で増加していると仮定して、マスタシリンダ圧変化 ΔP_m （定数）を算出する。そして、 ΔP_m によりマスタシリンダ圧を補正する。

【0008】② マスタシリンダ圧の値が大きな領域で、マスタシリンダ圧変化がスリップ率変化 ΔS に応じて増大する傾向にあることを利用し、スリップ率変化に基づいてマスタシリンダ圧の変化 ΔP_m を算出する。従って、マスタシリンダ圧の変化が一定であると仮定した①の方法より推定精度が向上する。

【0009】③ 車体加速度変化 $\Delta V'$ とスリップ率変化 ΔS に基いてマスタシリンダ圧変化 ΔP_m を算出する。車体加速度変化 $\Delta V'$ を用いるため、車輪の減速スリップがまだ発生していない低いマスタシリンダ圧 P_m の領域から補正を行うことができるので、②の方法と比べてさらに推定精度が向上する。

【0010】（従来のブレーキ油圧制御装置）ABS装置のように、車両の制動力をホイールシリンダ油圧によって制御している装置では、ロック時のブレーキ油圧の減圧だけではなく、ブレーキ油圧の滑らかで連続的な制御は重要である。ブレーキ油圧は、運転者のブレーキペダルの踏み込みに関係した圧力を持つマスタシリンダと、実際の車両制動力となるブレーキパッドの押しつけ圧を持つホイールシリンダとの間に、外部から電気信号などで制御可能な増圧・減圧バルブ（図1（a）、（b）のABSアクチュエータ）を設けることにより制御される。

【0011】通常では、図1のABSアクチュエータの増圧バルブを開き、減圧バルブを閉じることにより、ホイールシリンダ油圧はマスタシリンダからの圧力がそのまま伝わった状態となっている。ホイールシリンダ油圧が大き過ぎる時は、増圧バルブを閉じ、減圧バルブを開いた状態（減圧モード）で、マスタシリンダからの圧力を封じるとともに、リザーバタンクへホイールシリンダ

4

油圧を逃がすことにより減圧を行う。また、減圧状態からの復帰は、増圧バルブ及び減圧バルブの両方を閉じることによりホイールシリンダ油圧を変化させない状態（保持モード）とし、増圧バルブのみを開きマスタシリンダ油圧がそのまま伝えられる状態（増圧モード）を短い時間だけ入れながら、徐々に増圧モードの時間を増加させていく。

【0012】実際のABS制御等では、ロックを検出すると比較的長い時間の減圧モードにより、急激にホイールシリンダ油圧を減少させ、その後、保持・増圧モードの繰り返しにより、比較的ゆっくりと油圧上昇を行っている。この上昇の際に、再び車輪がロックすると、バルブは減圧モードとなり、ホイールシリンダ油圧は急減圧され、その後、保持・増圧モードに移っていく。

【0013】例えば、特開平3-118263号公報によれば、図2（a）、（b）に示すように、増圧・減圧の各領域で、車輪速と加速・減速度及び別に設定した目標速度の関係から複数のマップを設けてパルス列のパターンを切り替えている。

【0014】また、特開平8-34329号公報には、増圧と減圧のモードしか持たないバルブ構成で、バルブの動作周波数及び増圧・減圧のデューティ比を基に、平均的なブレーキ油圧の制御を行う技術が開示されている。この技術によれば、主として、増圧と減圧のモードしか持たないバルブ構成で保持のモードを作りだすために比較的高周波でのバルブ動作を行い、ブレーキ油圧の保持を実現している。また、ブレーキ油圧の微小変動幅をバルブ動作の周波数の変更で調整している。

【0015】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記特開平6-286590号公報に記載された従来技術では、最も推定精度の高い③の方法でも、スリップ率変化 ΔS を用いているため、タイヤと路面との間の摩擦係数 μ の変化によってスリップ率変化 ΔS とマスタシリンダ圧変化 ΔP_m との関係が変化し、一定の係数を用いたマスタシリンダ圧変化 ΔP_m の計算では、路面状況によって推定精度が低下する、という問題がある。

【0016】また、上記特開平3-118263号公報に記載された従来技術では、図2（a）、（b）に示したパルス列のパターンを切り替えてブレーキ油圧を制御している。このため、図2（c）に示すように、ホイールシリンダ油圧に比較的低周波（数Hz）の油圧振動が発生し、運転者のペダルへ低周波のキックバックと呼ばれる不快振動を与えると共に車両挙動にも比較的低周波で大きな変動を与え、滑らかなブレーキ油圧制御が得られない、という問題がある。

【0017】また、上記特開平8-34329号公報に記載された従来技術では、特願平7-220920号公報に述べられている、車輪と路面とのグリップの状態によって、車体と車輪と路面とからなる振動系の共振特性

が変化することを利用したアンチロックブレーキ制御などでは、その共振周波数の励振振動の周波数を変更することができないため、適用が困難である、という問題がある。

【0018】本発明は、上記事実に鑑みてなされたもので、圧力センサを用いることなく、路面状況によらず安定かつ高精度に、平均ブレーキ圧やブレーキ圧を推定できるブレーキ圧推定装置、及びこのブレーキ圧推定装置を用いたアンチロックブレーキ制御装置を提供することを目的とする。

【0019】また、本発明は、連続的で滑らかなブレーキ油圧の制御を行うことにより、運転者への不快振動や車両挙動への変動を低減させたブレーキ圧制御装置を提供することを目的とする。

【0020】

【課題を解決するための手段】上記目的を達成するため請求項1記載の発明は、車輪速度が入力される第1の入力手段と、車輪のすべり易さを表す物理量が入力される第2の入力手段と、入力された車輪速度と物理量とから平均ブレーキ圧を推定するブレーキ圧推定手段と、を含んで構成されている。

【0021】請求項2記載の発明は、請求項1記載の発明において、前記物理量は、スリップ速度に対する制動力の勾配、スリップ速度に対する制動トルクの勾配、スリップ速度に対する路面と車輪との間の摩擦係数の勾配の何れかとしている。

【0022】請求項3記載の発明は、車輪速度が入力される第1の入力手段と、車体と車輪と路面とから構成される振動系の共振周波数でブレーキ圧を励振させたときの、該共振周波数におけるブレーキ圧の微小振幅に対する車輪速度の微小振幅の比である共振ゲインが入力される第2の入力手段と、一定のマスターシリンダ圧に対する平均ブレーキ圧の増圧減圧時間又は増圧減圧時間に関連した物理量が入力される第3の入力手段と、スリップ速度に対する制動トルクの勾配が前記共振ゲインに比例するモデルに基づいて、入力された車輪速度と共振ゲインとから平均ブレーキ圧を推定するブレーキ圧推定手段と、前記ブレーキ圧推定手段により推定された平均ブレーキ圧と、入力された平均ブレーキ圧の増圧減圧時間又は増圧減圧時間に関連した物理量と、に基づいて、ブレーキ圧の微小振幅を推定する微小振幅推定手段と、を含んで構成している。

【0023】請求項4記載の発明は、車輪速度を検出する車輪速検出手段と、車体と車輪と路面とから構成される振動系の共振周波数でブレーキ圧を励振させたときの、該共振周波数におけるブレーキ圧の微小振幅に対する

車輪速度の微小振幅の比である共振ゲインを演算する共振ゲイン演算手段と、スリップ速度に対する制動トルクの勾配が前記共振ゲインに比例するモデルに基づいて、前記車輪速検出手段により検出された車輪速度と共振ゲイン演算手段により演算された共振ゲインとから平均ブレーキ圧を推定するブレーキ圧推定手段と、前記ブレーキ圧推定手段により推定された平均ブレーキ圧と、入力された平均ブレーキ圧の増圧減圧時間又は増圧減圧時間に関連した物理量と、に基づいて、マスターシリンダ圧を推定するマスタ圧推定手段と、前記マスタ圧推定手段により推定されたマスターシリンダ圧と、入力された平均ブレーキ圧の増圧減圧時間又は増圧減圧時間に関連した物理量と、に基づいて、ブレーキ圧の微小振幅を推定し、推定されたブレーキ圧の微小振幅を前記演算手段へ出力する微小振幅推定手段と、前記共振ゲイン演算手段が演算した共振ゲインが基準ゲインに一致又は略一致するように、平均ブレーキ圧の増圧減圧時間を制御する制御手段と、前記制御手段により制御される平均ブレーキ圧の増圧減圧時間又は該増圧減圧時間に関連した物理量を前記マスタ圧推定手段へ変換出力する参照手段と、を含んで構成している。

【0024】請求項5記載の発明は、ホイールシリンダのブレーキ圧を増圧する増圧バルブ及び該ブレーキ圧を減圧する減圧バルブとを備えた制御用バルブと、前記増圧バルブによるブレーキ圧の増圧の状態とブレーキ圧の保持の状態とからなる第1の状態と、前記減圧バルブによるブレーキ圧の減圧の状態とブレーキ圧の保持の状態とからなる第2の状態とが一定周期で交互に切り替えられるように前記制御用バルブを制御すると共に、前記制御用バルブの増圧の状態の時間及び減圧の状態の時間を制御する制御手段と、を含んで構成している。

【0025】上記請求項1記載の発明では、ブレーキ圧推定手段が、入力された車輪速度と物理量とから平均ブレーキ圧を推定する。ここで、物理量には、請求項2記載の発明のように、スリップ速度に対する路面と車輪との間の摩擦係数の勾配、スリップ速度に対する制動力の勾配、及びスリップ速度に対する制動トルクの勾配がある。

【0026】このように、車輪速度と物理量とから平均ブレーキ圧を推定する。物理量が零の時に摩擦係数がピークとなることということは路面状態に係わらず成り立つ事実であるので、本発明では、圧力センサを用いることなく、路面状態によらず高精度かつ安定な平均ブレーキ圧の推定が可能となる。

【0027】請求項3記載の発明は、ブレーキ圧推定手段が、スリップ速度に対する制動トルクの勾配が前記共振ゲインに比例するモデルに基づいて、入力された車輪速度と共振ゲインとから平均ブレーキ圧を推定する。次に、マスタ圧推定手段が、推定された平均ブレーキ圧と、入力された平均ブレーキ圧の増圧減圧時間又は増圧

減圧時間に関連した物理量と、に基づいて、マスタシリンダ圧を推定する。そして、微小振幅推定手段が、推定されたマスタシリンダ圧と、入力された平均ブレーキ圧の増圧減圧時間又は増圧減圧時間に関連した物理量と、に基づいて、ブレーキ圧の微小振幅を推定する。

【0028】ここで、平均ブレーキ圧の増圧減圧時間とは、この平均ブレーキ力を実現するために制御されるバルブの増圧時間及び減圧時間をいう。また、増圧時間及び減圧時間に関連した物理量として、例えば、マスタシリンダ圧が一定でブレーキ圧微小振幅が一定となるような増圧・減圧時間に対応する平均ブレーキ圧（後述する平均ブレーキ圧参照値）などがある。

【0029】このように、スリップ速度に対する制動トルクの勾配が前記共振ゲインに比例するモデルに基づいて推定された平均ブレーキ圧からマスタシリンダ圧を推定する。制動トルクの勾配が零の時に摩擦係数がピークとなることということは路面状態に係わらず成り立つ事実であるので、本発明では、圧力センサを用いることなく、路面状態によらず高精度かつ安定なマスタシリンダ圧の推定が可能となる。

【0030】請求項4記載の発明は、請求項3記載の発明のブレーキ圧推定装置をアンチロックブレーキ制御装置に適用したので、圧力センサを設けることなく簡単な構成の装置で、路面状況によらず高精度かつ安定なアンチロックブレーキ動作が可能となる。

【0031】請求項5記載の発明は、増圧状態を含む第1の状態と減圧状態を含む第2の状態とを一定周期で交互に切り替え、ブレーキ圧の制御を、各状態での増圧時間、減圧時間の調整によって行うので、連続的なブレーキ圧の制御が可能となる。また、切り替えの周期を一定とするため、ブレーキ圧を微小励振させて共振特性の変化からアンチロックブレーキ制御するABS装置への適用も容易である。なお、請求項3の発明で、ブレーキ圧を保持するときは、増圧バルブと減圧バルブの両方を同時に閉じれば良い。

【0032】また、第1の状態と第2の状態との切り替*

$$Q_i = A_1 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_d - P_b)} \quad (1)$$

$$Q_r = A_2 \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_b - P_i)} \quad (2)$$

【0037】となり、圧力差の平方根に比例したものとなる。保持モード時では、ホイールシリンダへの流入、※

$$Q_h = 0 \quad (3)$$

となる。(1)～(3)式において、 A_1 、 A_2 は定数、 ρ はブレーキ液の密度である。 ρ の変化は小さく一定すると、ブレーキ油圧の時間変化(dP_b / dt)は、流★

*えの周期を短くする（高周波にする）ことによって、ブレーキ圧の変動を運転者が不快に感じない程度で、かつ微小振動とことができ、キックバックを防止できる。これにより、車両挙動に大きな変動を与える、ABS装置に本装置を適用した場合、ABS制御をより高性能にできる。

【0033】さらに、現行のABS装置に用いられている増圧バルブと減圧バルブとの2つのバルブ構成のままで、連続的な平均ブレーキ圧の制御が可能となり、ハードウェアの変更を抑えることができる。

【0034】

【発明の実施の形態】以下、本発明の第1の実施の形態を図面に基づいて詳細に説明する。

【本実施の形態の原理】図1(a)には、3ポジションバルブ1つで構成されたABSアクチュエータ、図1(b)には、2ポジションバルブ2つで構成されたABSアクチュエータが示されている。図1(a)、(b)に示すように、ABSアクチュエータのバルブ構成は、マスタシリンダに繋る増圧バルブと、リザーバタンクに繋る減圧バルブとにより構成されており、各々のバルブは、図示しない制御部からの電流指令により開閉する。増圧バルブが開き、減圧バルブが閉じている状態では、ホイールシリンダ圧はドライバーがペダルを踏むことによって得られる圧力に比例したマスタシリンダ圧まで上昇する。逆に増圧バルブが閉じ、減圧バルブが開いている場合には、ホイールシリンダ圧は、ホイールシリンダ圧はほぼ大気圧のリザーバ圧まで減少する。両方のバルブが閉じている状態では、ホイールシリンダ圧の増減はなく、圧力は保持される。

【0035】ここで、ホイールシリンダ圧を P_b 、マスタシリンダ圧を P_d 、リザーバ圧を P_1 とすると、増圧時に流れ込むブレーキ液流量 Q_i 、減圧時に流れ出すブレーキ液流量 Q_r は、

【0036】

【数1】

※流出量 Q_h は、

★量Qに比例することから、

【0038】

【数2】

$$\frac{dP_b}{dt} = a_1 \sqrt{P_d - P_b} \quad \cdots \text{(増圧: } P_b < P_d \text{)} \quad (4)$$

$$\frac{dP_b}{dt} = -a_2 \sqrt{P_b - P_d} \quad \cdots \text{(減圧: } P_b > P_d \text{)} \quad (5)$$

$$\frac{dP_b}{dt} = 0 \quad \cdots \text{(保持)} \quad (6)$$

【0039】となる。この数式モデルを用いると、バルブへの指令を一定周期で、増圧-保持-減圧-保持を繰り返した時、ホイールシリンダのブレーキ油圧波形 P_b は図3 (a) ~ 図3 (c) に示したようになる。なお、図3では、増圧時間が t_i 、減圧時間が t_r とされている。

【0040】図3 (b)、(c) に示すように、増圧時間 t_i と減圧時間 t_r との比によってブレーキ油圧の平*

$$P_a = (P_b(t_i, t_r) \text{ の平均値}) \\ = P_a(t_i, t_r) \quad (7)$$

$$P_v = (P_b(t_i, t_r) \text{ の微小振幅値}) \\ = P_v(t_i, t_r) \quad (8)$$

のよう、平均ブレーキ圧 P_a 及びブレーキ圧微小振幅 P_v を、増圧時間 t_i 、減圧時間 t_r の関数として表すことができる。

【0042】ここで、マスタシリンダ圧が 15.5 [MPa] で一定の状態の場合に、バルブの増圧・減圧時間を変化させたときの、平均ブレーキ圧の変化及びブレーキ圧微小振幅の変化を図4 (a)、図4 (b) に各々示す。図4は、マスタシリンダ圧が 15.5 [MPa] 一定の状態で、繰り返しの周期を 24 [ms] としてバルブの増圧・減圧時間を変化させた時の、平均ブレーキ圧をシミュレーションにより求めたものである。

【0043】また、マスタシリンダ圧を変化させたときの、平均ブレーキ圧及びブレーキ圧微小振幅の変化を、図5 (a)、図5 (b) に各々示す。なお、図5では、増圧時間を 6 [ms] 一定とし、減圧時間を 1、2、3 [ms] 通りに変えた各々について示している。図5 (a)、(b) より、同一の増圧・減圧時間に対して、次のことが成立していることがわかる。

【0044】① 平均ブレーキ圧は、マスタシリンダ圧に比例する。

② ブレーキ圧微小振幅は、マスタシリンダ圧の平方根に比例する。

【0045】図4及び図5により、マスタシリンダ圧が決まり、バルブでの増圧・減圧時間がわかれば、平均ブ

* 均値(平均ブレーキ圧)を制御でき、増圧時間 t_i 、減圧時間 t_r のそれぞれの長さによって微小振幅(ブレーキ圧微小振幅)を制御できることがわかる。

【0041】このとき、マスタシリンダ圧が一定であれば、増圧時間 t_i 、減圧時間 t_r に対して、平均ブレーキ圧 P_a 、ブレーキ圧微小振幅 P_v が一意に定まることになる。すなわち、

※ レーキ圧、ブレーキ圧微小振幅が一意に求められることがわかる。

【0046】次に、以上のこととは逆に、車輪速変化から求められる平均ブレーキ圧と、増圧・減圧時間より、マスタシリンダ圧、ブレーキ圧微小振幅を推定することが可能であることを図6を用いて説明する。なお、図6は、推定の流れをブロック毎に表したものである。

【0047】図6に示すように、まず、ブロックAの部分で車輪速 ω_w 及び後述する共振ゲイン G_d に基づいて平均ブレーキ圧 P_a の推定を行う。次に、ブロックBの第1のステップで、ブロックAで推定された平均ブレーキ圧 P_a 、増圧時間 t_i 及び減圧時間 t_r に基づいてマスタシリンダ圧 P_d の推定を行う。そして、ブロックBの第2のステップで、第1のステップで推定されたマスタシリンダ圧 P_d 、増圧時間 t_i 及び減圧時間 t_r に基づいてブレーキ圧微小振幅 P_v の推定を行う。

【0048】次に、図6の各ブロックでの推定の原理を詳細に説明する。

(平均ブレーキ圧の推定原理-ブロックA) まず、図6のブロックAで、平均ブレーキ圧 P_a を車輪速 ω_w から推定できる原理を説明するために、車輪と車体と路面とからなる振動系の数式モデルを用いる。車体速を ω_u 、車輪速を ω_w 、スリップ速度を $\Delta \omega$ とすると、

$$\omega_u = \omega_w + \Delta \omega \quad (9)$$

となる。車体速 ω_u の時間に関する1階微分が、タイヤ-路面間の制動トルク T_b に比例すると考えると、

$$T_b = -k \frac{d \omega_u}{dt} = -k \left(\frac{d \omega_w}{dt} + \frac{d \Delta \omega}{dt} \right) \quad (10)$$

【0050】となる。(10)式の右辺の第2項で T_b を媒介変数とすると、

★【0049】
★【数3】
★50 【数4】

$$\begin{aligned} 11 \\ T_b &= -k \left(\frac{d\omega_w}{dt} + \frac{d\Delta\omega}{dT_b} \frac{dT_b}{dt} \right) \\ &= -k \left(\frac{d\omega_w}{dt} + \frac{1}{\frac{dT_b}{d\Delta\omega}} \frac{dT_b}{dt} \right) \end{aligned}$$

12

(11)

【0052】と変形できる。(11)式において (dT_b / dt) 係数の分母 $(dT_b / d\Delta\omega)$ は、制動トルク T_b のスリップ速度 $\Delta\omega$ に対する傾きである。

【0053】ここで、重量 W の車体を備えた車両が速度 ω_w で走行している時の車輪での振動現象、すなわち車体と車輪と路面とによって構成される振動系の振動現象を、車輪回転軸で等価的にモデル化した図7に示すモデルを参照して考察する。

【0054】ここで、ブレーキ力(制動力)は、路面と接するタイヤのトレッド15の表面を介して路面に作用するが、このブレーキ力は実際には路面からの反作用として車体に作用するため、車体重量の回転軸換算の等価モデル17はタイヤのトレッドと路面との間の摩擦要素*

$$\omega_w = \frac{\mu_0 J_s K R W s - \{ J_t J_s s^2 + \alpha (J_t + J_s) R^2 W s^2 + J_s K s + \alpha K R^2 W \} T_b'}{s \{ J_w J_t J_s s^2 + \alpha J_s (J_t + J_s) R^2 W s^2 + (J_w + J_t) J_s K s + \alpha (J_w + J_t + J_s) K R^2 W \}} \quad (12)$$

【0057】となる。また、スリップ速度 $\Delta\omega$ と路面の摩擦係数 μ との間には、図8に示すように、あるスリップ率で摩擦係数 μ がピークをとる関数関係が成立することが知られている。ここで、図8の関数関係において、*

$$\mu = \mu_0 + \alpha R \Delta\omega \quad (13)$$

と近似できる。すなわち、微小振動によるスリップ速度の変化が小さいため、傾き αR の直線で近似できる。★

$$T_b = \mu W = \mu_0 W + \alpha R \Delta\omega W \quad (14)$$

となる。(14)式の両辺を $\Delta\omega$ で1階微分すると、

【0059】

30☆【数6】

☆

$$\frac{dT_b}{d\Delta\omega} = \alpha R W \quad (15)$$

【0060】となる。(12)式の伝達特性において、タイヤが路面にグリップしているときの共振周波数 ω_{∞} は、◆

◆【0061】

【数7】

$$\omega_{\infty} = \sqrt{\frac{J_w + J_t + J_s}{J_w (J_t + J_s)}} K \quad (16)$$

【0062】となる。なお、タイヤと路面との間の摩擦状態がピーク μ に近づくと、タイヤと路面との分離が高まり、共振周波数は高周波数側にシフトする。すなわち、共振周波数の検出により、摩擦状態を検出できる。

【0063】ここで、ブレーキ圧 P_b に対する車輪速 ω_w の比 (ω_w / P_b) の共振周波数 ω_{∞} の振動成分 $((\omega_w / P_b) | s = j \omega_{\infty})$ を共振ゲイン G_d とする。なお、以下では、ABSアキュエータにより平均ブレーキ力の回りに共振周波数 ω_{∞} の微小励振を印加し*

* 16 (路面 μ) を介して車輪13と反対側に連結したものとなる。これは、シャーシーダイナモ装置のように、車輪下の大きな慣性、すなわち車輪と反対側の質量で車体の重量を模擬することができることと同様である。

10 【0055】図7でタイヤリムを含んだ車輪13の慣性を J_w 、リムとトレッド15との間のばね要素14のばね定数を K 、車輪半径を R 、トレッド15の慣性を J_t 、トレッド15と路面との間の摩擦要素16の摩擦係数を μ 、車体の重量の回転軸換算の等価モデル17の慣性を J_v とすると、ホイールシリング圧により生じるトルク T_b' から車輪速 ω_w までの伝達特性は、

【0056】

【数5】

※あるスリップ率の回りで微小振動したときの摩擦係数 μ のスリップ速度 $\Delta\omega$ に対する変化を考えると、路面の摩擦係数 μ は、

★【0058】ここで、タイヤと路面間の摩擦係数 μ により生じる制動トルク $T_b = \mu W$ に(13)式を代入すると、

$$T_b = \mu W = \mu_0 W + \alpha R \Delta\omega W \quad (14)$$

☆

30☆【数6】

☆

◆【0061】

【数7】

40* ているものとする。

【0064】ホイールシリング圧により生じるトルク T_b' はブレーキ圧 P_b と比例関係にあることから、共振ゲイン G_d は、 (ω_w / T_b') の共振周波数 ω_{∞} の振動成分と比例関係にあり、共振ゲイン G_d は次式によって表される。

【0065】

【数8】

13

$$G_d = \frac{\omega_w}{T_b} \Big|_{\omega_w=0} \propto \frac{\omega_w}{T_b} \Big|_{\omega_w=0}$$

$$= \frac{j J_v (J_B J_t - J_v J_w) K \sqrt{J_A J_B J_w K} + \alpha J_B^2 J_w K R^2 W}{J_A J_B^2 J_w^2 K^2}$$

$$= j A + \alpha B \quad (j \text{は虚数単位}) \quad (17)$$

14

ただし、

$$J_A = J_t + J_v + J_w, \quad J_B = J_t + J_v \quad (18)$$

$$A = \frac{J_v (J_B J_t - J_v J_w) K \sqrt{J_A J_B J_w K}}{J_A J_B^2 J_w^2 K^2}, \quad B = \frac{J_B^2 J_w K R^2 W}{J_A J_B^2 J_w^2 K^2} \quad (19)$$

【0066】一般に、

$$|A| = 0.012 \ll |B| = 0.1 \quad (20)$$

となることから、(15)、(17)式より、*【数9】

【0067】*

$$\frac{dT_b}{d\Delta\omega} \propto G_d \quad (21)$$

【0068】を得る。すなわち、スリップ速度 $\Delta\omega$ に対応する制動トルク T_b の勾配は共振ゲイン G_d に比例する。

【0069】ゆえに、比例係数を h とすると、(11)式

$$T_b = -k \left(\frac{d\omega_w}{dt} + \frac{h}{G_d} \frac{dT_b}{dt} \right) \quad (22)$$

【0070】となり、整理して伝達関数表現すると、★【数11】

【0071】

$$T_b = -\frac{ks}{1 + h/G_d s} \omega_w \quad (23)$$

【0072】を得る。なお、 s はラプラス変換の演算子 30Δ の和であり、

である。ホイールシリンダ圧によって生じるトルク【0074】

 T_b' は、制動トルク T_b と車輪慣性 J_w によるトルク★【数12】

$$T_b' = T_b - J_w \frac{d\omega_w}{dt} \quad (24)$$

【0075】であるので、伝達関数表現では、◆【数13】

【0076】◆

$$T_b' = \left(-\frac{ks}{1 + h/G_d s} J_w s \right) \omega_w \quad (25)$$

【0077】となる。(25)式の左辺の T_b' の平均値は*【0078】ホイールシリンダ圧 P_b の平均値 P_a に比例すると考え【数14】ると、比例係数を K として、*

$$P_a = -\frac{K}{1 + \tau_{LPF} s} \left(\frac{ks}{1 + h/G_d s} + J_w s \right) \omega_w \quad (26)$$

【0079】を得る。ここで、 τ_{LPF} はローパスフィルタの時定数(平均値を求める際の時間定数)である。

※おける推定原理について説明する。

【0080】(マスタシリンダ圧及びブレーキ圧微小振幅の推定原理—ブロックB) 次に、図6のブロックBに※50

既に述べたように、マスタシリンダ圧 P_d が一定の場合にバルブに指令した増圧・減圧時間 t_d 、 t_d がわかれば、(7)、(8)式より平均ブレーキ圧

P_m 、ブレーキ圧微小振幅 P_v は、一意に定まる。また、マスタシリング圧 P_d の変化に対しても、増圧・減圧時間を一定とした場合に P_m は P_d に比例し(図5 (a))、 P_v は P_d の平方根に比例して変化する(図5 (b))。

【0082】従って、増圧・減圧時間 t_i 、 t_r と、(26)式により得られた平均ブレーキ圧 P_m とからマスタシリング圧 P_d を求めることができる。また、このようにして求めたマスタシリング圧 P_d と増圧・減圧時間 t_i 、 t_r との関係(図5 (b))からブレーキ圧微小振幅 P_v

$$P_d = \frac{P_m}{P_{m0}(t_i, t_r)} P_{d0} \quad (27)$$

【0085】として求めることができる。また、この時の微小振幅 P_v は、 P_{d0} に対する $P_{v0}(t_i, t_r)$ の2次元テーブルを用意することによって、※

$$P_v = \sqrt{\frac{P_d}{P_{d0}}} P_{v0}(t_i, t_r) \quad (28)$$

【0087】より求めることができる。このことは、前述の考察の通り、同一の増圧・減圧時間では、平均ブレーキ圧はマスタシリング圧に比例し、ブレーキ圧微小振幅はマスタシリング圧の平方根に比例することに基づいている。

【0088】ところで、以上述べた方法で、マスタシリング圧、ブレーキ圧微小振幅を推定することができるが、2次元のテーブルを2つ用意する必要がある。ここでは処理を簡単化するため、一定のマスタシリング圧に対して、ブレーキ圧微小振幅が一定となるように、増圧・減圧時間を制限することを考える。

【0089】図9 (a)、(b)には、マスタシリング圧が 15.5 [MPa] 一定で、ブレーキ圧微小振幅が★

$$P_d = \frac{P_m}{P_{m0}} P_{d0} \quad (29)$$

$$P_v = \sqrt{\frac{P_d}{P_{d0}}} P_{v0} \quad (30)$$

【0092】として求めることができる。なお、(29)、(30)式では、 $P_{d0} = 15.5$ [MPa]、 $P_{v0} = 0.3$ [MPa] で定数であるので、2つの2次元テーブルを省略でき、装置を簡単化できる。

【0093】(ブレーキ圧推定装置を用いたアンチロックブレーキ制御装置) (21)式で既に示したように、制動トルク T_b のスリップ速度 $\Delta \omega$ に対する傾き ($d T_b / d \Delta \omega$) は、車輪速微小振幅 ω_v のブレーキ圧微小振幅 P_v に対する比である共振ゲイン G_d に比例する。図10に示すように、傾き ($d T_b / d \Delta \omega$) が零になる状態を考えてみると、これは制動力 T_b が最大となる状態であり、この制動力以上に制動をかけようとすると、一般に車輪はロックし、急激に制動力を失うことが知られ☆50

*振幅 P_v を求めることができる。

【0083】例えば、マスタシリング圧 P_{d0} における平均ブレーキ圧の増圧・減圧時間に対する2次元のテーブル $P_{m0}(t_i, t_r)$ を用意した場合を考えよう。実際の平均ブレーキ圧が(26)式より P_m であることがわかれば、その時の増圧・減圧時間 t_i 、 t_r よりマスタシリング圧 P_d は、 $P_{m0}(t_i, t_r)$ と P_m とを比較して、

【0084】

【数15】

※【0086】

【数16】

20★0.3 [MPa] 一定となる増圧・減圧時間を、各平均ブレーキ圧について各々求めた結果が示されている。なお、図9 (a)、(b) の関係から、マスタシリング圧が一定でブレーキ圧微小振幅が一定となるような増圧・減圧時間を求める際に参照される平均ブレーキ圧を平均ブレーキ圧参照値 P_{mc} とする。

【0090】図9に基づいて、平均ブレーキ圧参照値 P_{mc} に対する増圧・減圧時間でバルブを動作させると、この時推定される平均ブレーキ圧 P_m に対して、マスタシリング圧 P_d 及びブレーキ圧微小振幅 P_v は、

30 【0091】

【数17】

☆ている。

【0094】本実施の形態に係るABS装置では、このピーカ付近の制動力を保持してタイヤをロックすることなく滑らかに停止させる制御を行う。制動力のピーカ値付近に近づいたか否かは、その時の共振ゲインの大きさにより検出が可能である。

【0095】すなわち、上述のブレーキ圧推定装置を用いて得られるブレーキ圧の微小振幅と、車輪速の微小振幅より共振ゲインを計算する。そして、共振ゲイン G_d がある基準とする値 G_s より大きい時、ブレーキ圧の減圧を行わず、 G_d が G_s を下回るとした時に、制動力がピーカ値に近づいているとみなして、ブレーキ圧を減圧させるように制御する。これにより、制動トルク T_b

を、ピーク μ に対応する制動トルクの最大値に維持できる。これにより、路面状態に係わらず高精度で安定なアンチロックブレーキ制御が可能となる。

【0096】また、共振ゲインを推定する際に用いるブレーキ圧の微小振幅は、本実施の形態に係るブレーキ圧推定装置が圧力センサを用いることなく推定するので、ABS装置全体のコストを低減することができる。

【実施例】以上述べた実施の形態に係るブレーキ圧推定装置及びアンチロックブレーキ制御装置の実施例を以下に説明する。

(ブレーキ圧推定装置の構成例) 図11には、本実施例に係るブレーキ圧推定装置30が適用されたアンチロックブレーキ制御装置の構成が示されている。

【0098】図11に示すように、ブレーキ圧推定装置30(破線部)は、車輪速 ω_w と共振ゲイン G_d を入力として、平均ブレーキ圧 P_a を推定する平均ブレーキ圧推定部32と、平均ブレーキ圧 P_a と平均ブレーキ圧参考値 P_{ac} とからマスタシリング圧 P_d を推定するマスタシリング圧推定部34と、マスタシリング圧 P_d からブレーキ圧微小振幅 P_v を推定するブレーキ圧微小振幅推定部36と、から構成される。

【0099】なお、車輪速 ω_w は、車両50の各輪に取り付けられた図示しない車輪速センサからの信号を処理することによって得られる。例えば、車輪速センサの検出信号をA/Dコンバータでデジタル信号に変換し、該信号をコンピュータ内に読み込んで処理することもできるし、センサの外部にアナログの信号処理回路や、デジタルのカウンタ回路などを構成することにより車輪速を検出することができる。

【0100】平均ブレーキ圧推定部32は、(26)式に基づいて平均ブレーキ圧 P_a を演算出力する高次のフィルタとして実現できる。車輪速センサの検出信号をA/DコンバータでAD変換したデジタル信号をコンピュータ内で(26)式に基づいて処理することによっても実現できる。平均ブレーキ圧推定部32の構成例を図12に示す。

【0101】図12に示すように、平均ブレーキ圧推定部32は、入力された車輪速 ω_w と他方の入力信号との偏差を演算する偏差演算器60と、該偏差演算器60の出力端に接続された乗算器64と、該乗算器64の出力端に接続されたk倍のアンプ68と、を備えている。乗算器64の入力端には、入力された共振ゲイン G_d を1/h倍するアンプ62が接続され、乗算器64の他方の出力端は、ラプラス変換演算器66を介して偏差演算器60の他方の入力端へ接続される。

【0102】さらに、アンプ68の出力端は($K/1+\tau_{LPF}s$)を演算するフィルタ70を介して減算器72と接続されている。この減算器72の他方の入力端には、車輪速 ω_w を入力として($J_w K/1+\tau_{LPF}s$)

を演算出力するフィルタ74が接続されており、減算器72は、フィルタ72、74の出力の符号を反転させて加算し、加算結果を平均ブレーキ圧 P_a として出力する。

【0103】また、図11のマスタシリング圧推定部34は、(29)式に示す乗除算処理を実行する回路で実現できる。このマスタシリング圧推定部34の構成例を図13に示す。

【0104】図13に示すように、マスタシリング圧推定部34は、平均ブレーキ圧推定部32が演算した平均ブレーキ圧 P_a を、入力された平均ブレーキ圧参考値 P_{ac} で除算する除算器80と、該除算器80の出力端に接続され、除算結果を P_{d0} 倍してマスタシリング圧 P_d として出力するアンプ82と、から構成される。

【0105】また、図11のブレーキ圧微小振幅推定部36は、(30)式に示す平方根処理を含む処理を実行する回路で実現できる。このブレーキ圧微小振幅推定部36の構成例を図14に示す。

【0106】図14に示すように、ブレーキ圧微小振幅推定部36は、マスタシリング圧推定部34が演算したマスタシリング圧 P_d の平方根を求める平方根演算部84と、該平方根演算部84が演算した($\sqrt{P_d}$)を($P_{v0}/\sqrt{P_{d0}}$)倍してブレーキ圧微小振幅 P_v として出力するアンプ86と、から構成される。なお、平方根演算部84の平方根演算は、コンピュータ内に入力データを読み込んで平方根を求めるための数値処理を実行したり、また平方根テーブルを参照することにより簡単に実現できる。

【0107】(アンチロックブレーキ制御装置の構成例) 図11のアンチロックブレーキ制御装置は、車輪速 ω_w から微小振動成分の振幅 ω_v を検出する車輪速微小振幅検出部38と、この車輪速微小振幅検出部38が検出した車輪速微小振幅 ω_v 及びブレーキ圧微小振幅推定部36が演算したブレーキ圧微小振幅 P_v に基づいて共振ゲイン G_d を演算する共振ゲイン演算部40と、演算された共振ゲイン G_d に基づいて平均ブレーキ圧参考値 P_{ac} を演算するPI制御器42と、平均ブレーキ圧参考値 P_{ac} からバルブの増圧・減圧時間を求めるためのテーブル44と、このテーブル44から求められたバルブの増圧時間 t_i 、減圧時間 t_r でバルブを制御するための指令電流 I_{cad} を出力する電流制御器46と、指令電流 I_{cad} によりバルブの増圧・減圧時間が制御されるABSアクチュエータ48(図1参照)と、から構成される。

【0108】車輪速微小振幅検出部38は、車体と車輪と路面とから構成される励振振動系の共振周波数成分を抽出するように構成される。なお、車輪速微小振幅検出部38は、この励振振動系の共振周波数が40[Hz]程度であるので、制御性を考慮して1周期を24[m/s]、約41.7[Hz]に取るのが好ましい。この共

振周波数成分の抽出には、41.7 [Hz]を中心周波数とするバンドパスフィルタを設け、この出力を全波整流、直流平滑化することで得ることができる。また、周期の整数倍、例えば1周期の24 [ms]、2周期の48 [ms]の時系列データを連続的に取り込み、41.7 [Hz]の単位正弦波、単位余弦波との相関を求めることによっても共振周波数成分を抽出することができる。

【0109】共振ゲイン演算部40は、車輪速微小振幅検出部38で得られる車輪速微小振幅 ω_v を、ブレーキ*10

$$\Delta G = \frac{G_d - G_s}{G_d} = 1 - \frac{G_s}{G_d}$$

(31)

【0110】

【数18】

【0111】となる。この ΔG を演算する共振ゲイン演算部40の構成例を図15に示す。図15に示すように、共振ゲイン演算部40は、車輪速微小振幅 ω_v をブレーキ圧微小振幅 P_v で除算する除算器88と、与えられた基準値 G_s を除算器88の出力値($\omega_v / P_v = G_d$)で除算する除算器90と、除算器90の出力端に接続され、1から除算器90の出力値(G_s / G_d)を減算した値を ΔG として演算出力する偏差演算器92と、から構成される。なお、基準値 G_s は、路面とタイヤとの間の摩擦状態が制動力ピーク(摩擦係数 μ の最大時；ピーク μ)に接近しようとする時の共振ゲインの値として予めメモリに記憶されており、(31)式の演算時に該メモリから読み出される。

【0112】路面とタイヤとの間のすべりが急増する状態に近づくと、共振周波数成分の共振ゲイン G_d が基準ゲイン G_s より小さくなるため、(31)式の第2項の(G_s / G_d)は、急激に1より大きくなり、 ΔG は負の大きな値をとる。すなわち、(G_s / G_d)を用いたことにより、すべりが急増する状態を検出する ΔG の検出感度は、この逆数である(G_d / G_s)を用いた時よりも※

$$V_f = G_c (1 + \omega_c / s) \Delta G$$

*圧推定装置30より得られるブレーキ圧微小振幅 P_v で除算することにより共振ゲイン G_d を演算する。本実施例に係るアンチロックブレーキ制御装置では、共振ゲイン G_d が基準値 G_s を下回ろうとした時に速やかなブレーキ圧の減少が必要とされるので、共振ゲイン演算部40では、両者の偏差($G_d - G_s$)を共振ゲイン G_d で除した偏差 ΔG を演算し、PI制御器42へ出力する。ここで、 ΔG は、

【0113】

【数18】

※高まる。これにより、この ΔG に基づくPI制御器42の制御を正確に行なうことができる。

【0113】なお、共振ゲイン演算部40の出力端は、平均ブレーキ圧推定部32と接続されており、平均ブレーキ圧推定部32へは、演算された共振ゲイン G_d が入力される。

【0114】図11のPI制御器42は、共振ゲイン演算部40が演算した ΔG を零に一致又は略一致させるような平均ブレーキ圧参照値 P_{ac} を演算する。なお、実車のABS装置では、一般にはアクチュエータのハードウェア構成により、ドライバの踏力によるブレーキ圧より大きなブレーキ圧を車輪に加えることが不可能となっている場合が多い。ドライバの踏力によるブレーキ圧が増加し、車輪のスリップがピーク制動力となる値に接近或いは越えようとする時にのみ、ブレーキ圧を速やかに減少させるようにPI制御器42を設計する必要がある。

ここで、PI制御器42の構成例を図16に示す。

【0115】図16に示すように、PI制御器42は、正值除去、範囲外除去の部分を除けば、偏差 ΔG に対して、

(32)

★アンプ98と、から構成される。そして、正值除去部94及びアンプ98の出力端は、比例項と積分項を加算する加算器100を介して G_c 倍のアンプ102に接続されている。このような構成で、アンプ102は(32)式の V_f を出力する。

【0118】ここで、増圧指令の時間 t_1 と減圧指令の時間 t_2 とは、図9に示したように、演算された平均ブレーキ圧に対して定められるので、実際の増圧・減圧時間を探るための平均ブレーキ圧参照値 P_{ac} の値の範囲は、マスタシリング圧が15.5 [MPa]の時に、最大減圧状態0.5 [MPa]から最大増圧状態の12

[MPa]程度までの値を出力する必要がある。この値の範囲は、マスタシリング圧の0.03~0.77倍程度の範囲となる。

【0119】また、偏差 ΔG が零以上の正值の状態はタイヤのスリップ状態がピーク制動力となる状態に接近し

を演算する第1の演算部分を含み、比例ゲイン G_c 、積分ゲイン $G_c \omega_c$ のPI制御器となっている。

【0116】(32)式の比例項を演算する部分には、 ΔG の正值を除去し、負値のみを出力する正值除去部94が介在されている。タイヤ路面間の特性では、スリップ速度が大きくなると、タイヤがグリップ状態から離れて共振周波数が高周波数側にシフトするため、車体と車輪と路面とからなる振動系の共振周波数成分である共振ゲイン G_d が減少する。そこで、基準値 G_s に対して実際の共振ゲイン G_d が小さくなる ΔG の負値の時、すなわちタイヤがピーク μ を越えて制動されるロック直前の状態となった時にのみブレーキ圧の制動をかけるようにしたものである。

【0117】また、(32)式の積分項を演算する部分は、 ΔG に対して $1/s$ を演算するラプラス演算器96と、該ラプラス演算器96の出力端に接続された ω_c 倍のア★50

21

ていなことを意味し、従って、 ΔG が正値となって V_f が0となる時には、平均ブレーキ圧参照値 P_{ac} は最大増圧状態12 [MPa]を実現する値を出力する必要がある*

$$P_{ac} = P_{d0} (V_f + V_0)$$

となる。但し、 $P_{d0} = 15.5$ [MPa]、 $V_0 = 0.77$ とする。また、平均ブレーキ圧参照値 P_{ac} が、最大減圧状態の時の値 $0.03 \times P_{d0}$ より小さくならないよう、(33)式を演算する前に、 V_f の範囲を $-0.74 \sim 0$ とする必要がある。

【0121】以上の制約を実現するPI制御器42において(33)式を演算する構成部分は、アンプ102が出力した V_f の範囲外の値を除去する範囲外除去部104と、範囲外除去部104が出力した V_f と、他の入力端から入力された V_0 とを加算する加算器108と、該加算器108により演算された $(V_f + V_0)$ を P_{d0} 倍するアンプ110と、から構成することができる。

【0122】範囲外除去部104は、 V_f が $-0.74 \sim 0$ の範囲外にある時に範囲内の値（当該範囲の境界値とする）とし、 V_f が上記範囲内にある時は、その値をそのまま出力する。なお、実際のコントローラの出力 V_f の範囲外部分を範囲外除去部104により取り去ってしまっても、制御が達成されない状態では、常に偏差 ΔG が発生する。これにより、偏差 ΔG が積分要素の入力となって積分出力が増大して発散する可能性を生じる。このことは、比例項、積分項の実際の出力和の値と範囲外を除去した値との間に大きな差を発生させ、PI制御器全体の出力の遅れ等の問題を引き起こす。

【0123】そこで、範囲外除去部104の入力値から、範囲外除去部104の出力値を引いた値を演算する偏差演算器106を設け、該偏差演算器106の出力端をラプラス演算器96に接続する。このように偏差演算器106の出力値、すなわち、範囲外除去部104で除去された部分の値を、積分項の初期値として戻すことにより、安定な制御を実現できる。

【0124】なお、PI制御器42の出力端は、マスタシリング圧推定部34と接続されており、マスタシリング圧推定部34へは、演算された平均ブレーキ圧参照値 P_{ac} が入力される。

【0125】図11のテーブル44は、図9(a)、(b)に示された、平均ブレーキ圧と増圧・減圧時間との関数関係を各々テーブル化したもので、該テーブル44を参照することによってPI制御器42で演算された平均ブレーキ圧参照値 P_{ac} に対応する増圧時間 t_i 及び減圧時間 t_r を求めることができる。

【0126】電流制御器46は、演算された平均ブレーキ圧参照値 P_{ac} に対応されて求められた増圧時間 t_i 、減圧時間 t_r に一致するように、ABSアクチュエータ48のバルブの増圧時間、減圧時間を制御する。

【0127】具体的な制御の内容として、微小励振の周期 T （例えば24 [ms]）の半周期 $T/2$ 毎に増圧と ≈ 50

22

*ある。

【0120】そこで、(32)式より演算された V_f から平均ブレーキ圧参照値 P_{ac} を演算する式は、

(33)

※減圧のそれぞれのモードを切り替え、バルブへの増減圧指令はモード切り替えの瞬間から増圧時間 t_i 、減圧時間 t_r のそれぞれの時間分だけ増圧・減圧指令を出力し、 $T/2$ の残りの時間は保持指令を出力する。このような動作指令により、ブレーキ圧の微小励振と平均ブレーキ圧の制御とを容易に行なうことができる。なお、この制御例の場合におけるABSアクチュエータ48のバルブへの動作指令の概要を図17に示す（ブレーキ圧制御装置の動作例）。

【0128】増圧・減圧時間の計数は、モード切り替えで零にリセットされるカウンタタイムを設けても良いし、モード切り替えで零にリセットされる積分器のゲインを増圧時間 t_i 、減圧時間 t_r に反比例させて変化させ、あるしきい値に達するまでの時間を用いても良い。バルブへの指令が生成できれば、それぞれの状態に対応する制御電流をABSアクチュエータ48に指令する。

【0129】次に、本実施例の作用を説明する。図11のABS装置のブレーキ圧推定装置では、平均ブレーキ圧推定部32が(26)式に基づいて車輪速 ω_w と共に振ゲイン G_d とから平均ブレーキ圧 P_a を演算し、マスタシリング圧推定部34が、演算された平均ブレーキ圧 P_a と平均ブレーキ圧参照値 P_{ac} とから(29)式に基づいてマスタシリング圧 P_d を演算する。なお、マスタシリング圧推定部34において、PI制御器42によって演算された平均ブレーキ圧に対応する増圧時間 t_i 、減圧時間 t_r を求め、さらに、この増圧・減圧時間と平均ブレーキ圧との対応を示す2次元テーブルから、一定のマスタシリング圧 P_{d0} に対する平均ブレーキ力 P_{d0} を求め、(27)式に基づいてマスタシリング圧 P_d を演算するようにしても良い。

【0130】そして、ブレーキ圧微小振幅推定部36が、演算されたマスタシリング圧 P_d から(30)式に基づいてブレーキ圧微小振幅 P_v を演算する。なお、ブレーキ圧微小振幅推定部36において、PI制御器42によって演算された平均ブレーキ圧に対応する増圧時間 t_i 、減圧時間 t_r を求め、さらに、この増圧・減圧時間とブレーキ力微小振幅との対応を示す2次元テーブルから、一定のマスタシリング圧 P_{d0} に対するブレーキ圧微小振幅 P_{v0} を求め、(28)式に基づいてブレーキ圧微小振幅 P_v を演算するようにしても良い。

【0131】また、ABS装置では、車輪速微小振幅検出部38が、図示しない車輪速センサが検出した車輪速度 ω_w の共振周波数成分の振幅を検出する。次に、共振ゲイン演算部40が、ブレーキ圧微小振幅 P_v と車輪速度 ω_w の共振周波数成分の振幅値とから共振ゲイン G_d を演算し、演算した共振ゲイン G_d を平均ブレーキ圧推

定部32へ転送すると共に、共振ゲイン G_d と基準ゲイン G_s とから(31)式に基づいて偏差 ΔG を演算する。

【0132】そして、PI制御器42が、共振ゲイン演算部40が演算した偏差 ΔG を零に一致又は略一致させるような平均ブレーキ圧参照値 P_{ac} を演算する。平均ブレーキ圧参照値 P_{ac} は、マスタシリング圧推定部34へ転送されると共に、テーブル44が参照されて平均ブレーキ圧参照値 P_{ac} がバルブの増圧・減圧時間に変換される。次に、電流制御器46が、平均ブレーキ圧参照値 P_{ac} に対応する増圧・減圧時間 t_i 、 t_r を、図17に示すような動作指令に変換し、ABSアクチュエータ48へ伝達する。ABSアクチュエータ48は、図17の動作指令に応じてバルブの増圧・減圧を行うことにより、平均ブレーキ圧参照値 P_{ac} のブレーキ圧をホイールシリンダへ発生させる。

【0133】以上のような制御によって、最大の制動力(図10の制動トルク勾配が0の時)を越えてブレーキ力がかけられようとすると、共振周波数が高周波数側にずれるので、タイヤと路面とがグリップ状態の時の共振周波数での共振ゲイン G_d が減少し、(31)式の ΔG が負値をとるので、ブレーキ力が速やかに減少され、タイヤのロックを防止することができる。また、 ΔG を零に一致させるように制御されるので、図10の制動力のピーク値を保持したまま制動され、制動距離及び制動時間が短縮される。

【0134】このように本実施例に係るABS装置では、車体と車輪と路面とから構成される振動系の共振特性に基づいて、ブレーキ力を制御するので、従来のABS装置のように車輪のロックを検出してからブレーキ力を低減させる方式のものよりブレーキ力の変化が連続的かつ滑らかとなる。また、共振特性に基づくことから、路面変化に対しても安定な制御が可能となり、単一の制御ロジックで実現可能である。

【0135】また、図17に示すように、一定周期毎に増減圧モードを交互に切り替え、ブレーキ圧の制御を、各モードでの増圧時間、減圧時間の調整によって行うので、連続的なブレーキ圧の制御が可能となる。また、各モードの切り替えの周波数(微小励振の周波数)は、40 [Hz]と比較的高く、また共振特性の検出可能な微小な振幅で可能なため、ブレーキ圧の変動を運転者が不快に感じない程度にすことができ、キックバックを防止できる。これにより、車両挙動に大きな変動を与える、ABS制御をより高性能にできる。さらに、現行のABS装置に用いられている増圧バルブと減圧バルブとの2つのバルブ構成のままで、連続的な平均ブレーキ圧の制御が可能となり、ハードウェアの変更を抑えることができる。

【0136】次に、本発明の実施例に係るブレーキ圧推定装置を用いたアンチロックブレーキ制御装置を実際の車両に適用し、具体的な条件下で動作させた時の動作結

10

20

30

40

50

果を図18を用いて説明する。

【0137】図18(a)～(d)には、本実施例に係るアンチロックブレーキ制御装置が適用された車両を、通常の走行状態からブレーキ力を加えることにより、約3秒間で停止させるまでの動作結果及びこれに関連した物理量の時間的変化が示されている。この間の動作状態は、タイヤが路面にグリップしている状態から、ピークムに徐々に接近していく状態、及びピークムを越えてタイヤがロック直前となる状態まで推移する。

【0138】図18(a)は、上記の状態推移に伴う車輪速 ω_w 、車体速 ω_u の時間的変化を示したもので、同図に示すように、動作開始時(0秒に設定)から約2.3秒後に車輪速 ω_w が大きく変動し始め、ロック直前の状態に推移したことがわかる。

【0139】図18(b)は、スリップ率Sの時間的変化を示したものである。なお、スリップ率Sは次式によって表される。

【0140】

【数19】

$$S = \frac{\omega_u - \omega_w}{\omega_u}$$

【0141】図18(b)に示すように、約2秒を越えた時点からスリップ率Sが上昇し始め、ピークムへ接近していく状態となっていることがわかる。そして、約2.3秒以降では、スリップ率は極端に大きく振動し、ピークムを越えた状態となっていることがわかる。

【0142】図18(c)は、圧力センサで測定されたホイールシリング圧 P_b 及び本発明の実施例に係るブレーキ圧推定装置(図11の平均ブレーキ圧推定部32)で推定された平均ブレーキ圧 P_a の時間的変化を各々示したものである。図18(c)に示すように、推定された平均ブレーキ圧 P_a は、実際のホイールシリング圧 P_b とほぼ一致していることがわかる。特に、変動の極大部分での一致度が良く、本発明のブレーキ圧推定精度の高さが確認できた。

【0143】図18(d)は、本発明の実施例に係る共振ゲイン演算部40で演算された共振ゲイン G_d 及び基準ゲイン G_s の時間的変化を示したものである。タイヤがロック直前の状態となる領域で、共振ゲイン G_d が基準ゲイン G_s と比べて増大し、ロック直前の状態を高感度で検出できることがわかる。

【0144】なお、図18(d)は時系列で G_d 、 G_s の変化が示されており、時間が経過するにつれて車速が低下し、それに伴って共振ゲイン G_d が増大する傾向にあるため、規準ゲイン G_s を時間の経過と共に増大させる設定にしている。これによって、共振ゲイン G_d と基準ゲイン G_s との比を適切に設定している。

【0145】以上説明した実施の形態では、図11に示す平均ブレーキ圧推定部32は、車輪速 ω_w と共振ゲイ

25

ン演算部40からの共振ゲイン G_d を入力として、平均ブレーキ圧 P_b を推定しているが、本発明はこれに限定されず、共振ゲイン演算部40からの共振ゲインに代えて、スリップ速度に対する制動力の勾配、スリップ速度に対する制動トルクの勾配、スリップ速度に対する路面と車輪との間の摩擦係数の勾配（路面 μ 勾配）を演算し、演算して求めた値を用いて、同様に処理するようしてもよい。なお、路面 μ 勾配を演算するには、上記共振ゲインに所定の変換係数を乗算すればよく、また、ス*

$$J \omega_i = R_c F_i' (v/R_c - \omega_i) - T_{bi} \quad (34)$$

【0148】

※※【数21】

$$M \ddot{v} = - \sum_{i=1}^4 F_i' (v/R_c - \omega_i) \quad (35)$$

【0149】ただし、 F_i' は、第*i*輪に発生した制動力、 T_{bi} は踏力に対応して第*i*輪に加えられたブレーキトルク、 M は車両質量、 R_c は車輪の有効半径、 J は車輪慣性、 v は車体速度である。なお、 \cdot は時間に関する微分を示す。（34）式、（35）式において、 F_i' はスリップ速度（ $v/R_c - \omega_i$ ）の関数として示され★20

$$v = R_c \omega_v \dots (36)$$

$$R_c F_i' (\omega_v - \omega_i) = k_i \times (\omega_v - \omega_i) + T_i \quad (37)$$

さらに、（36）式、（37）式を、（34）式、（35）式へ代入し、車輪速度 ω_i 及び車体速度 ω_v をサンプル時間 τ 毎に離散化された時系列データ $\omega_i[k]$ 、 $\omega_v[k]$ として表すと、（38）式、（39）式を得る。

【0151】
 $v[k]$ （ k はサンプル時間 τ を単位とするサンプル時

★【数22】

$$J \frac{\omega_i[k] - \omega_i[k-1]}{\tau}$$

$$= k_i (\omega_v[k] - \omega_v[k-1]) + T_i - T_{bi} \quad (38)$$

【0152】

◆◆【数23】

$$R_c \cdot M \frac{\omega_v[k] - \omega_v[k-1]}{\tau}$$

$$= - \sum_{j=1}^4 k_j \cdot \omega_v[k-1] + \sum_{j=1}^4 (k_j \omega_i[k-1]) - \sum_{j=1}^4 T_j \quad (39)$$

【0153】ここで、（38）式、（39）式を連立し、車体の等価角速度 ω_v を消去すると、

*【0154】

*40【数24】

26

*リップ速度に対する制動力の勾配を演算するには、スリップ速度に対する制動トルクの勾配を演算して、所定の変換係数（車輪半径の逆数）を乗算すればよい。

【0146】以下、スリップ速度に対する制動トルクの勾配の演算方法を説明する。各車輪の車輪運動及び車体運動は、（34）式、（35）式の運動方程式によって記述される。

【0147】

【数20】

27

28

$$\begin{aligned}
 \omega_i[k] &= \left(2 - \frac{\tau}{J} k_i - \frac{\tau}{R_c^2 M} \sum_{j=1}^4 k_j\right) \omega_i[k-1] \\
 &+ \left(1 - \frac{\tau}{R_c^2 M} \sum_{j=1}^4 k_j\right) \left(1 - \frac{\tau}{J} k_i\right) \omega_i[k-2] \\
 &- k_i \frac{\tau^2}{J R_c^2 M} \sum_{j=1}^4 (k_j \omega_j[k-2]) \\
 &= -k_i \frac{\tau^2}{J R_c^2 M} \sum_{j=1}^4 T_j + \frac{\tau^2}{J R_c^2 M} \sum_{j=1}^4 k_j (T_i - T_{i+1}) \quad (40)
 \end{aligned}$$

【0155】を得る。ところで、スリップ速度3rad/sという条件下で $R_c M g / 4$ (gは重力加速度) の最大制動トルクの発生を仮定すると、

【0156】

【数25】

$$\max(k_i) = \frac{R_c M g / 4}{3} \quad (41)$$

*【0157】を得る。ここで、具体的な定数として、 $\tau = 0.01$ (sec)、 $R_c = 0.3$ (m)、 $M = 1000$ (kg)を考慮すると、

【0158】

【数26】

$$\max \left(\frac{\tau}{R_c^2 M} \sum_{j=1}^4 k_j \right) = 0.054 \ll 1 \quad (42)$$

【0159】となり、(40)式は次式のように近似する
ことができる。 *【0160】

*【数27】

$$\begin{aligned}
 k_i \frac{\tau}{J} (\omega_i[k-1] - \omega_i[k-2]) + f_i \\
 = -\omega_i[k] + 2\omega_i[k-1] - \omega_i[k-2] \quad (43)
 \end{aligned}$$

【0161】ただし、

★【数28】

【0162】

★30

$$f_i = k_i \frac{\tau^2}{J R_c^2 M} \sum_{j=1}^4 T_j - \frac{\tau^2}{J R_c^2 M} \sum_{j=1}^4 k_j (T_i - T_{i+1}) \quad (44)$$

【0163】である。このように整理することにより、(44)式は未知係数 k_i 、 f_i に関し、線形の形で記述することができる。【0164】式にオンラインのパラメータ同定手法を適用することにより、スリップ速度に対する制動トルク勾配 k_i を推定することができる。

【0164】すなわち、以下のステップ1及びステップ2を繰り返すことにより、検出された車輪速度の時系列データを推定することができる(最小自乗推定法)。

☆データ $\omega_i[k]$ から制動トルク勾配の時系列データを推定することができる(最小自乗推定法)。

【0165】ステップ1:

$$\phi_i[k]^T \cdot \theta_i = y_i[k] \quad (45)$$

但し、

【0166】

【0164】すなわち、以下のステップ1及びステップ2を繰り返すことにより、検出された車輪速度の時系列データを推定することができる(最小自乗推定法)。

$$\phi_i[k] = \begin{bmatrix} \tau (\omega_i[k-1] - \omega_i[k-2]) / J \\ 1 \end{bmatrix} \quad (46)$$

【0167】

◆【0168】

【数30】

$$\theta_i = \begin{bmatrix} k_i \\ f_i \end{bmatrix} \quad (47)$$

◆

$$y_i[k] = -\omega_i[k] + 2\omega_i[k-1] - \omega_i[k-2] \quad (48)$$

とおく。なお、(46)式の行列 $\phi_i[k]$ の第1要素 *50*は、1サンプル時間での車輪速度の変化に関する物理量

29

であり、(48)式は、1サンプル時間の車輪速度の変化の1サンプル時間での変化に関する物理量である。

【0169】ステップ2:

$$\theta_i[k] = \theta_i[k-1] + L_i[k] (y_i[k] - \phi_i[k]^T \cdot \theta_i[k-1]) \quad (49)$$

【0171】

$$L_i[k] = \frac{P_i[k-1] \phi_i[k]}{\lambda + \phi_i[k]^T P_i[k-1] \phi_i[k]} \quad (50)$$

※ 【数32】

【0172】

$$P_i[k] = \frac{1}{\lambda} \left[P_i[k-1] - \frac{P_i[k-1] \phi_i[k] \phi_i[k]^T P_i[k-1]}{\lambda + \phi_i[k]^T P_i[k-1] \phi_i[k]} \right] \quad (51)$$

★10★【数33】

【0173】という漸化式から θ_i の推定値を演算し、 θ_i の推定値の行列の第一要素を推定された制動トルクの勾配として抽出する。ただし、入は過去のデータを取り除く度合いを示す忘却係数（例えば $\lambda = 0.98$ ）であり、"T" は行列の転置を示す。

【0174】なお、(49)式の左辺は、車輪速度の変化に関する物理量の履歴及び車輪速度の変化の変化に関する物理量の履歴を表す物理量である。

【0175】

【発明の効果】以上説明したように請求項1、請求項2の発明は、車輪速度と物理量とから平均ブレーキ圧を推定し、物理量が零の時に摩擦係数がピークとなることということは路面状態に係わらず成り立つ事実であるので、本発明では、圧力センサを用いることなく、路面状態によらず高精度かつ安定な平均ブレーキ圧の推定が可能となる、という効果を有する。

【0176】請求項3の発明は、スリップ速度に対する制動トルクの勾配が前記共振ゲインに比例するモデルに基づいて推定された平均ブレーキ圧からマスタシリンダ圧を推定する。制動トルクの勾配が零の時に摩擦係数がピークとなることということは路面状態に係わらず成り立つ事実であるので、本発明では、圧力センサを用いることなく、路面状態によらず高精度かつ安定なマスタシリンダ圧の推定が可能となる、という効果を有する。

【0177】また、請求項4の発明によれば、スリップ速度に対する制動トルクの勾配が共振ゲインに比例するモデルに基づいて推定された平均ブレーキ圧からマスタシリンダ圧を推定し、さらに、このマスタシリンダ圧に基づいて得られたブレーキ圧微小振幅からロック直前の状態を判定するための共振ゲインを演算するようにしたので、圧力センサを設けることなく簡単な構成の装置で、路面状況によらずに高精度かつ安定なアンチロップブレーキ動作が可能となる、という効果が得られる。

【0178】また、請求項5の発明によれば、増圧状態を含む第1の状態と減圧状態を含む第2の状態とを一定周期で交互に切り替え、ブレーキ圧の制御を、各状態での増圧時間、減圧時間の調整によって行うようにしたの

☆で、連続的なブレーキ圧の制御が可能となる、という効果が得られる。

【0179】さらに、請求項5の発明において、第1の状態と第2の状態との切り替えの周期を短くすることによって、ブレーキ圧の変動を運転者が不快に感じない程度にすると共に車両挙動に大きな変動を与えず、ABS装置に本装置を適用した場合、ABS装置をより高性能にできる、というさらなる効果が得られる。また、現行のABS装置に用いられている増圧バルブと減圧バルブとの2つのバルブ構成のままで、連続的な平均ブレーキ圧の制御が可能となり、ハードウェアの変更を抑えることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】ABSアクチュエータのバルブ構成を示した図であって、(a)は3ポジションバルブ1つでの構成、(b)は2ポジションバルブ2つでの構成を示す図である。

【図2】従来のブレーキ圧制御装置において発生する低周波数のブレーキ油圧振動を説明するための図であって、(a)は増圧バルブの開閉パルス、(b)は減圧バルブの開閉パルス、(c)は、上記(a)、(b)の上記開閉パルスで制御した場合のホイールシリンダ油圧の時間的変化を示す図である。

【図3】バルブの増減圧・保持指令とブレーキ油圧との関係を示すための図であって、(a)は一般的な場合、(b)は増圧時間 t_1 が減圧時間 t_2 よりも長い場合、(c)は増圧時間 t_1 が減圧時間 t_2 よりも短い場合の上記関係を示す図である。

【図4】増圧・減圧時間に対するブレーキ油圧特性を示す図であって、(a)は平均ブレーキ圧特性、(b)はブレーキ圧微小振幅特性を示す図である。

【図5】マスタシリンダ圧に対するブレーキ油圧特性を示す図であって、(a)は平均ブレーキ圧特性、(b)はブレーキ圧微小振幅特性を示す図である。

【図6】本発明の実施の形態に係るブレーキ油圧の推定処理を示すブロック図である。

【図7】本発明の実施の形態に係る車体と車輪と路面と

30

* 【0170】

【数31】

*

*

* 【0171】

$$L_i[k] = \frac{P_i[k-1] \phi_i[k]}{\lambda + \phi_i[k]^T P_i[k-1] \phi_i[k]} \quad (50)$$

* 【数32】

* 【数33】

* 【数34】

* 【数35】

* 【数36】

* 【数37】

* 【数38】

* 【数39】

* 【数40】

* 【数41】

* 【数42】

* 【数43】

* 【数44】

* 【数45】

* 【数46】

* 【数47】

* 【数48】

* 【数49】

* 【数50】

* 【数51】

* 【数52】

* 【数53】

* 【数54】

* 【数55】

* 【数56】

* 【数57】

* 【数58】

* 【数59】

* 【数60】

* 【数61】

* 【数62】

* 【数63】

* 【数64】

* 【数65】

* 【数66】

* 【数67】

* 【数68】

* 【数69】

* 【数70】

* 【数71】

* 【数72】

* 【数73】

* 【数74】

* 【数75】

* 【数76】

* 【数77】

* 【数78】

* 【数79】

* 【数80】

* 【数81】

* 【数82】

* 【数83】

* 【数84】

* 【数85】

* 【数86】

* 【数87】

* 【数88】

* 【数89】

* 【数90】

* 【数91】

* 【数92】

* 【数93】

* 【数94】

* 【数95】

* 【数96】

* 【数97】

* 【数98】

* 【数99】

* 【数100】

* 【数101】

* 【数102】

* 【数103】

* 【数104】

* 【数105】

* 【数106】

* 【数107】

* 【数108】

* 【数109】

* 【数110】

* 【数111】

* 【数112】

* 【数113】

* 【数114】

* 【数115】

* 【数116】

* 【数117】

* 【数118】

* 【数119】

* 【数120】

* 【数121】

* 【数122】

* 【数123】

* 【数124】

* 【数125】

* 【数126】

* 【数127】

* 【数128】

* 【数129】

* 【数130】

* 【数131】

* 【数132】

* 【数133】

* 【数134】

* 【数135】

* 【数136】

* 【数137】

* 【数138】

* 【数139】

* 【数140】

* 【数141】

* 【数142】

* 【数143】

* 【数144】

* 【数145】

* 【数146】

* 【数147】

* 【数148】

* 【数149】

* 【数150】

* 【数151】

* 【数152】

* 【数153】

* 【数154】

* 【数155】

* 【数156】

* 【数157】

* 【数158】

* 【数159】

* 【数160】

* 【数161】

* 【数162】

* 【数163】

* 【数164】

* 【数165】

* 【数166】

* 【数167】

* 【数168】

* 【数169】

* 【数170】

* 【数171】

* 【数172】

* 【数173】

* 【数174】

* 【数175】

* 【数176】

* 【数177】

* 【数178】

* 【数179】

* 【数180】

* 【数181】

* 【数182】

* 【数183】

* 【数184】

* 【数185】

* 【数186】

* 【数187】

* 【数188】

* 【数189】

* 【数190】

* 【数191】

* 【数192】

* 【数193】

* 【数194】

* 【数195】

* 【数196】

* 【数197】

* 【数198】

* 【数199】

* 【数200】

* 【数201】

* 【数202】

* 【数203】

* 【数204】

* 【数205】

* 【数206】

* 【数207】

* 【数208】

* 【数209】

* 【数210】

* 【数211】

* 【数212】

* 【数213】

* 【数214】

* 【数215】

* 【数216】

* 【数217】

* 【数218】

* 【数219】

* 【数220】

* 【数221】

* 【数222】

* 【数223】

* 【数224】

* 【数225】

* 【数226】

* 【数227】

* 【数228】

* 【数229】

* 【数230】

* 【数231】

* 【数232】

* 【数233】

* 【数234】

* 【数235】

* 【数236】

* 【数237】

* 【数238】

* 【数239】

* 【数240】

* 【数241】

* 【数242】

* 【数243】

* 【数244】

* 【数245】

* 【数246】

* 【数247】

* 【数248】

* 【数249】

* 【数250】

* 【数251】

* 【数252】

* 【数253】

* 【数254】

* 【数255】

* 【数256】

* 【数257】

* 【数258】

* 【数259】

31

から構成される振動系の等価モデルを示す図である。

【図8】スリップ速度 $\Delta\omega$ と摩擦係数 μ との関係、及びスリップ速度 $\Delta\omega$ に対する摩擦係数 μ の傾きを示す図である。

【図9】ブレーキ圧微小振幅一定のための増圧・減圧時間の特性を示す図であって、(a)は平均ブレーキ圧と増圧時間との関係、(b)は平均ブレーキ圧と減圧時間との関係を示す図である。

【図10】スリップ速度 $\Delta\omega$ と、制動トルク T_b 及び制動トルク T_d の傾きとの関係を示す図である。

【図11】本発明の実施例に係るアンチロックブレーキ制御装置の構成を示すブロック図である。

【図12】本発明の実施例に係るブレーキ圧推定装置を構成する平均ブレーキ圧推定部の構成例を示すブロック図である。

【図13】本発明の実施例に係るブレーキ圧推定装置を構成するマスターシリンダ圧推定部の構成例を示すブロック図である。

【図14】本発明の実施例に係るブレーキ圧推定装置を構成するブレーキ圧微小振幅推定部の構成例を示すブロック図である。

【図15】本発明の実施例に係るアンチロックブレーキ制御装置を構成する共振ゲイン演算部の構成例を示すブロック図である。

(32)
【図16】本発明の実施例に係るアンチロックブレーキ制御装置を構成するP I制御器の構成例を示すブロック図である。

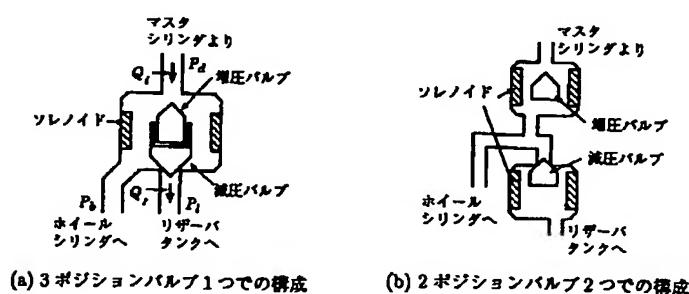
【図17】本発明の実施例に係るアンチロックブレーキ制御装置を構成するA B Sアクチュエータのバルブへの動作指令を示す図である。

【図18】本発明の実施例に係るアンチロックブレーキ制御装置の動作結果を説明するための図であって、(a)は車輪速 ω_w と車体速 ω_u の時間的変化、(b)はスリップ率 S の時間的変化、(c)は実際のホイールシリンダ圧 P_b と推定された平均ブレーキ圧 P_m の時間的変化、(d)は、共振ゲイン G_d と基準ゲイン G_s の時間的変化を各々示す図である。

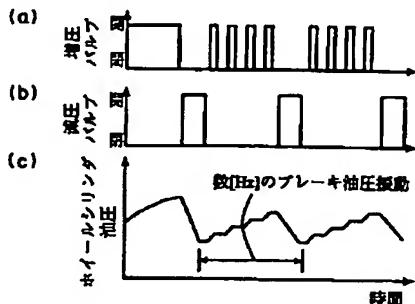
【符号の説明】

30 ブレーキ圧推定装置
32 平均ブレーキ圧推定部
34 マスターシリンダ圧推定部
36 ブレーキ圧微小振幅推定部
38 車輪速微小振幅検出部
40 共振ゲイン演算部
42 P I制御器
44 テーブル
46 電流制御器
48 A B Sアクチュエータ

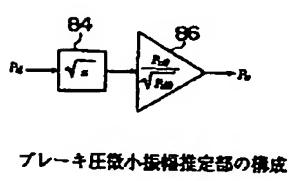
【図1】



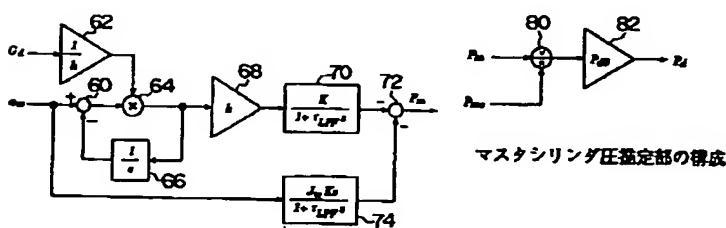
【図2】



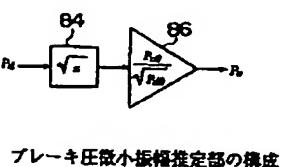
【図14】



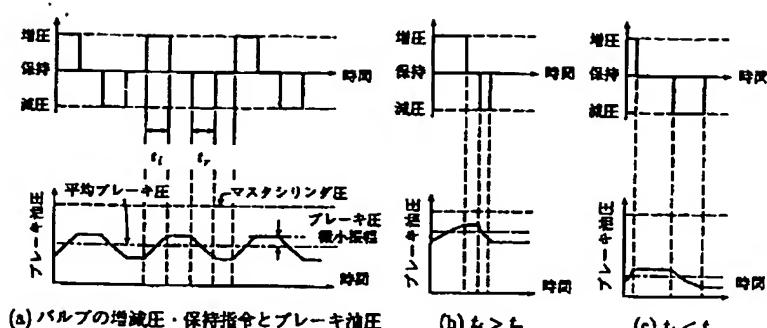
【図12】



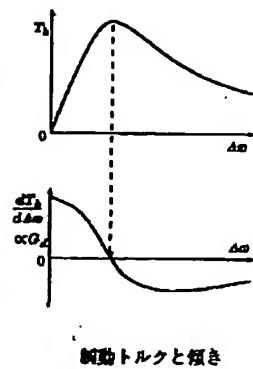
【図13】



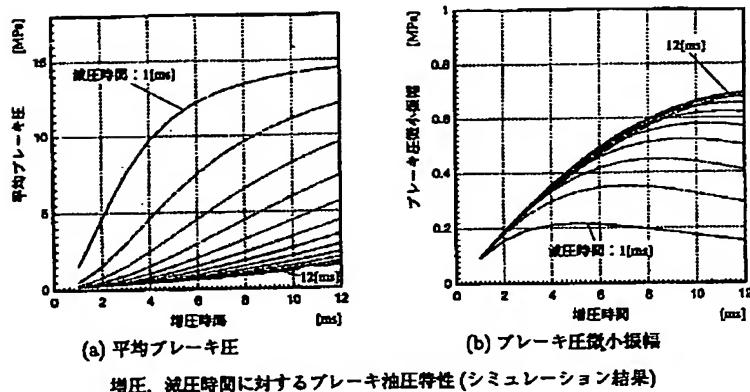
【図3】



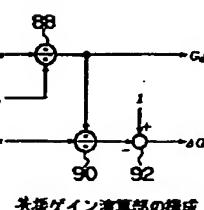
【図10】



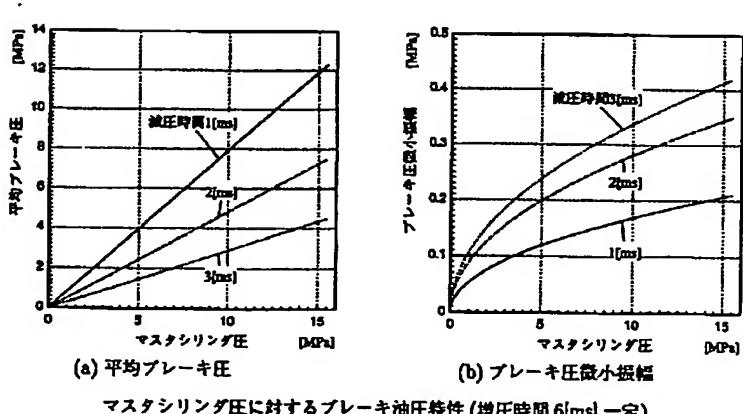
【図4】



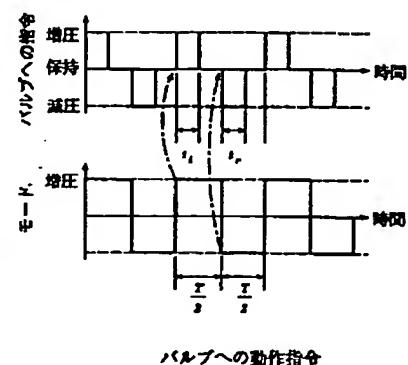
【図15】



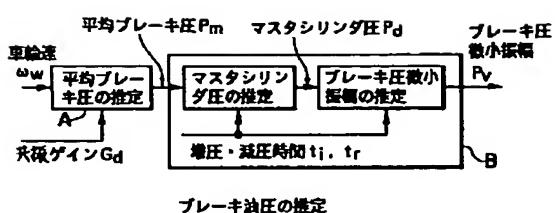
【図5】



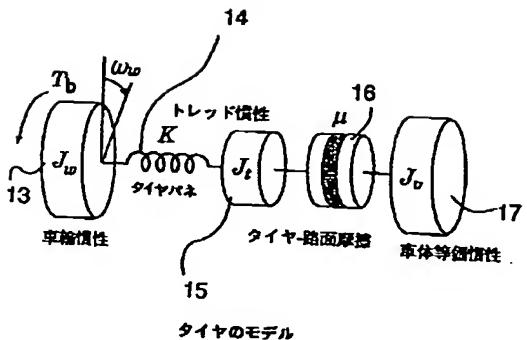
【図17】



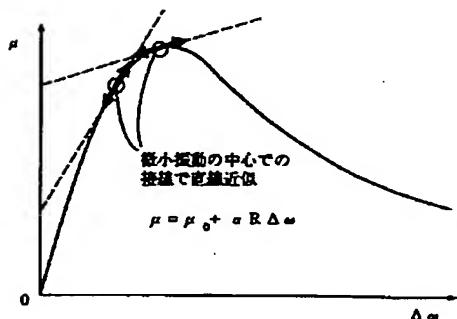
【図6】



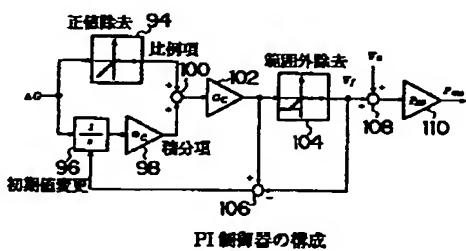
【図7】



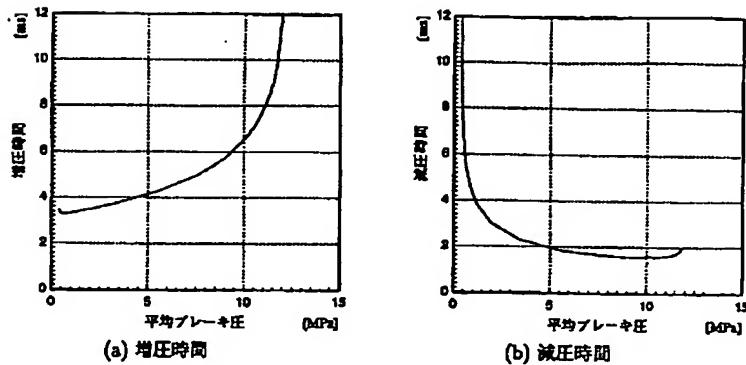
【図8】



【図16】

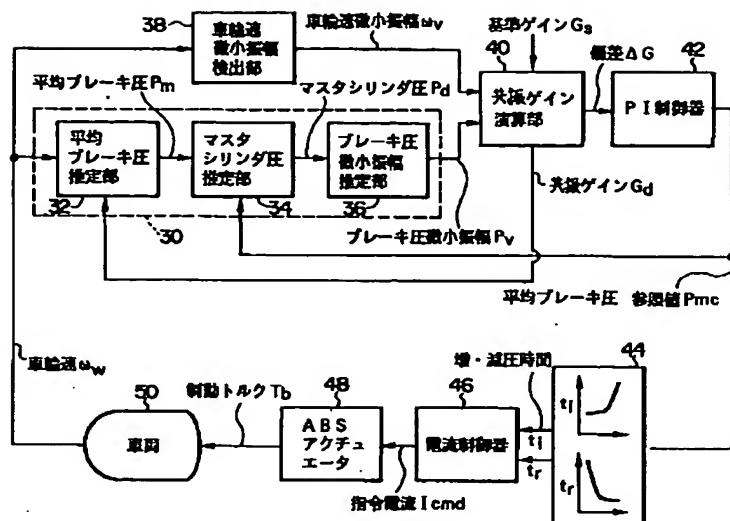
摩擦係数 μ とスリップ速度 $\Delta\omega$ に対する傾き

【図9】

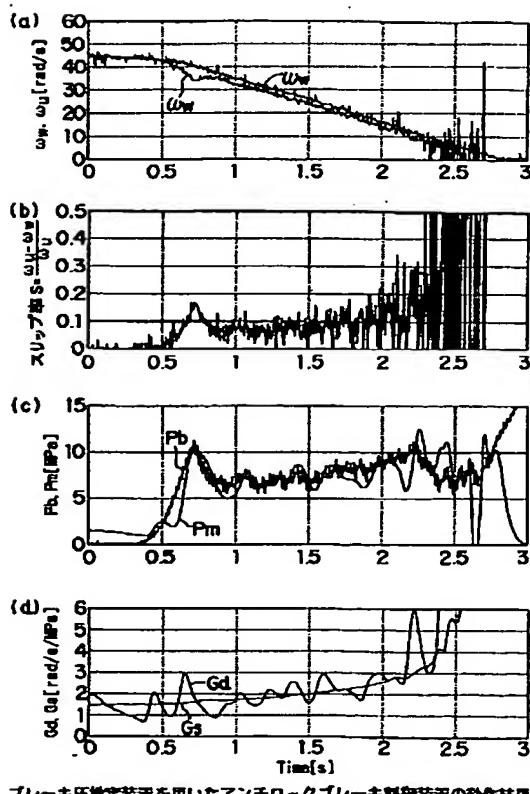


ブレーキキレート最小振幅一定のための増圧・減圧時間の特性

【図11】



【図18】



フロントページの続き

(72)発明者 小野 英一

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 梅野 孝治

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 山口 裕之

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1株式会社豊田中央研究所内

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning
Operations and is not part of the Official Record**

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- BLACK BORDERS**
- IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES**
- FADED TEXT OR DRAWING**
- BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING**
- SKEWED/SLANTED IMAGES**
- COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS**
- GRAY SCALE DOCUMENTS**
- LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT**
- REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY**
- OTHER:** _____

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.